ENSGSI 1ère Année Ingénieur **D. Maillet**
Lundi 8 novembre 2010
15h45-17h45

Test de Transferts Thermiques - GME2

Durée : 2h00 - Tout document de cours ou TD autorisé

Exercice 1

Une ailette cylindrique en duralumin (conductivité : 165 W m^{-1} K^{-1}) a les dimensions suivantes:

- diamètre : 10 mm
- longueur : 200 mm

Elle est entourée par de l'air à 20°C sur sa surface latérale (cylindrique) ainsi que sur une de ses faces, tandis que l'autre face (face de base) est solidaire d'une surface solide de température égale à 100°C.
On suppose que le coefficient d'échange avec l'air est de 10 Wm^{-2} K^{-1} sur la surface latérale et que l'extrémité libre est isolée.

1) Faire un schéma géométrique (vue, perspective, coupe,...) du système.
2) Peut-on faire l'hypothèse de l'ailette pour calculer le champ de température interne ? Pour quelle raison ?
3) Donner la forme littérale de l'équation de la chaleur, en définissant vos notations.
4) Résoudre cette équation, en donnant le profil longitudinal de température.
5) En déduire le flux extrait (en watts) de la surface de base.

Exercice 2

Un fil en acier doux (conductivité: 54 $W.K^{-1}.m^{-1}$; chaleur massique: 465 $J.K^{-1}.kg$; masse volumique: 7830 $kg.m^{-3}$), de 5 mm de diamètre, a une température initiale uniforme de 20°C. Il est plongé brusquement dans un liquide dont la température est de 85°C. On suppose que le coefficient d'échange entre la surface du fil est le liquide reste constant et égal à 500 $Wm^{-2}K^{-1}$ pendant cette phase de chauffage.

1) Calculer le nombre de Biot de ce transfert. Qu'en déduisez-vous ?
2) Au bout de combien de temps la température moyenne du fil atteint t-elle 60°C ?
3) Tracer qualitativement l'allure de l'évolution temporelle de la température du fil.

Exercice 3

La coque d'un navire méthanier sépare l'eau de mer, à la température T_{eau} = 20°C, du méthane liquide, à la température $T_{méthane}$=-162°C (à pression atmosphérique), voir la figure 1. Cette coque est composée d'une tôle externe (notée ce), à la température T_{eau}, et d'une tôle interne (notée ci), à la température $T_{méthane}$, entre lesquelles on a fait le vide et on a interposé n feuilles parallèles et identiques (écrans), feuilles supposées réfléchissantes sur chacune de leurs faces (faces grises et isotropes, à émissivité $\varepsilon = 0,1$), et numérotées de k = 1 à n. On suppose que les faces internes des deux tôles (ce et ci) sont noires (émissivités $\varepsilon_{ce} = \varepsilon_{ci} = 1$) et que les transferts entre les deux tôles, dont chacune a une surface de 500 m^2, sont unidirectionnels. Quel est le nombre n d'écrans nécessaires pour limiter le flux échangé entre elles à 2000 W, afin de minimiser le taux d'évaporation du chargement ?

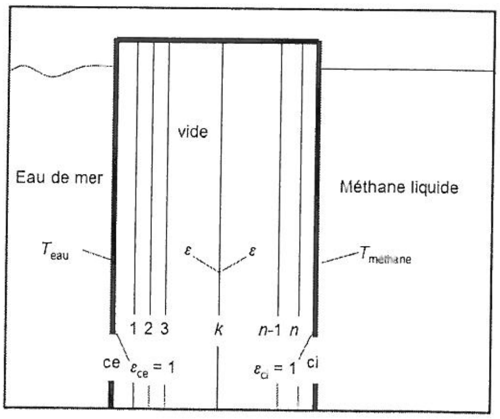


Figure 1 - Structure de la coque d'un méthanier

2

EN de : Transferts Thermiques GME2

08.11.10

t prénom de l'Élève : PENHARD Marie

: 2010

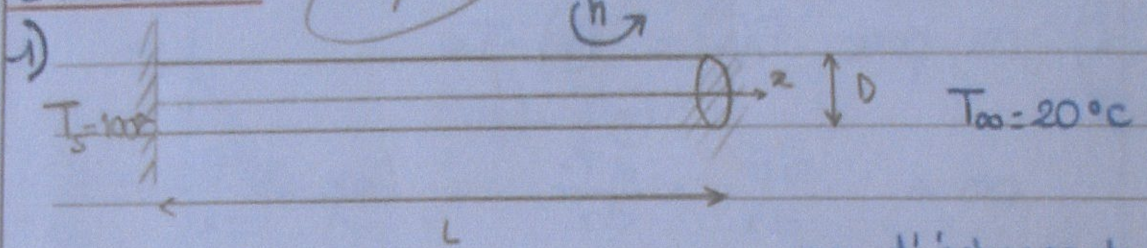
Ne rien écrire dans cette case

$\frac{12}{20}$

$\frac{21}{35}$

Exercice 1 : $11/14$

1)



2

pas d'échange de chaleur en $x=$ (surface libre isolée)

2) $\frac{D}{L} = 0,05 \ll 1$

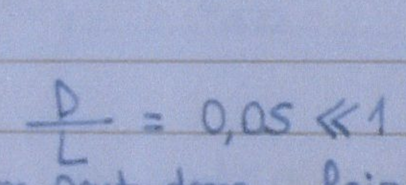
on peut donc faire l'hypothèse de l'ailette infinie (L grand devant D) ce qui équivaut à considérer qu'à x constant au sein du cylindre on a des isotherm (température uniforme et constante pour un x donné)

On a donc un problème 1D.

$Bi = \frac{hd}{2\lambda} = 3.10^{-4} \ll 1$?

Nombre de Biot ?

3)



$\Phi_{conv} = hS_{conv}(T - T_\infty)$ $S_{conv} = \pi D$

$\Phi_x = -\lambda S \frac{dT}{dx}\Big)_x$

$\Phi_{x+dx} = -\lambda S \frac{dT}{dx}\Big)_{x+dx}$

$S = \frac{D^2}{4}\pi$

bilan sur l'ailette :

$$\phi_x - \phi_{x+dx} - \phi_{conv} = 0$$

$$-\frac{\phi_{x+dx} - \phi_x}{dx}\, dx = \phi_{conv}$$

$$+ \lambda S \frac{d}{dx}\left(\frac{dT}{dx}\right) dx = h S_{conv} (T - T_\infty)$$

$$\lambda \cancel{\pi} \frac{D^{\cancel{2}}}{4} \frac{d^2T}{dx^2} \cancel{dx} = h \cancel{D} \cancel{\pi} \cancel{dx} (T - T_\infty)$$

$$(1) \quad \boxed{\frac{d^2T}{dx^2} = \frac{4h}{\lambda D}(T - T_\infty)} \qquad T_\infty = T_{air}$$

2

4) on pose $\theta(x) = T(x) - T_\infty$

on a $\frac{d\theta}{dx} = \frac{dT}{dx}$ et $\frac{d^2\theta}{dx^2} = \frac{d^2T}{dx^2}$

on pose dans (1) $\Longleftrightarrow$ $\frac{d^2\theta}{dx^2} = \alpha^2 \theta(x)$ où $\alpha = \sqrt{\frac{4h}{\lambda D}}$

AN: $\alpha = 1{,}10$

les solutions de l'équation différentielles sont données par

$$\theta(x) = A\, ch\alpha x + B\, sh\alpha x$$

2

Conditions limites :

- $x = 0$: $\theta(0) = T_s - T_\infty = A$
- $x = L$: surface isolée $\Rightarrow \phi(x = L) = -\lambda \left.\frac{dT}{dx}\right|_{x=L} = 0$

$$\Rightarrow \left.\frac{d\theta}{dx}\right|_{x=L} = 0$$

$$\Rightarrow \alpha A sh\alpha L + \alpha B\, ch\alpha L = 0$$

$$\Rightarrow B = -A \frac{sh\alpha L}{ch\alpha L}$$

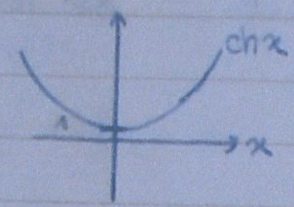
donc $\theta(x) = (T_s - T_\infty)\left[\operatorname{ch}\alpha x - \dfrac{\operatorname{sh}\alpha L}{\operatorname{ch}\alpha L}\operatorname{sh}\alpha x\right]$

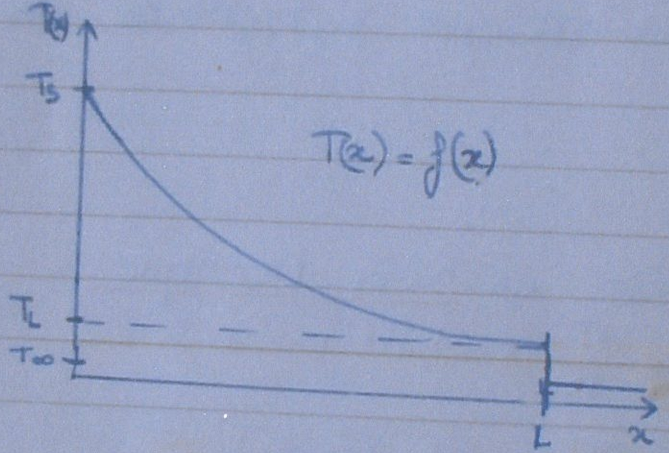
$$\theta(x) = (T_s - T_\infty)\,\frac{\operatorname{ch}\alpha x \cdot \operatorname{ch}\alpha L - \operatorname{sh}\alpha L\,\operatorname{sh}\alpha x}{\operatorname{ch}\alpha L}$$

$$\theta(x) = (T_s - T_\infty)\,\frac{\operatorname{ch}\alpha(x-L)}{\operatorname{ch}\alpha L}$$

$$T(x) = (T_s - T_\infty)\,\frac{\operatorname{ch}\alpha(x-L)}{\operatorname{ch}\alpha L} + T_\infty \qquad \alpha = \sqrt{\frac{4h}{\lambda D}}$$

2





$$T_L = \frac{T_s - T_\infty}{\operatorname{ch}\alpha L} + T_\infty$$

5) $\Phi_0 = -\lambda S \left.\dfrac{dT}{dx}\right|_{x=0}$

$$\frac{dT}{dx} = (T_s - T_\infty)\,\frac{\alpha\,\operatorname{sh}(\alpha(x-L))}{\operatorname{ch}\alpha L}$$

$$\Phi_0 = +\lambda S \alpha\,(T_s - T_\infty)\,\frac{\operatorname{sh}\alpha L}{\operatorname{ch}\alpha L}$$

$\alpha = \sqrt{\dfrac{4h}{\lambda D}}$ 2

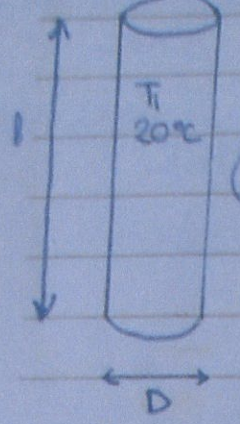
$S = \pi D^2/4$

$$\boxed{\Phi_0 = \sqrt{\frac{\lambda h \pi^2 D^3}{4}}\,(T_s - T_\infty)\,\operatorname{th}\alpha L}$$

AN : $\Phi = \cancel{1{,}11\ W}$ 1

Exercice 2 :

9/5



$\cdot\, T_\infty = 85°C$

$h = 500\ W.m^{-2}K^{-1}$

$D = 5\ mm$

$\lambda = 54\ W.K^{-1}.m^{-1}$

1) Calcul du nombre de Biot

$B_i = \frac{he}{\lambda}$ ici $e = \frac{D}{2}$: maximum d'écart de température

AN : $B_i = \frac{500 \times 5.10^{-3}}{54 \cdot 2} = \underline{0,023 \ll 1}$ 2

On peut appliquer l'hypothèse du petit corps

2) on réalise un bilan thermique :

$mc \frac{dT}{dt} = -hS(T - T_\infty)$ 2

$\Longrightarrow \frac{dT}{dt} = -\frac{hS}{mc}(T - T_\infty)$

on pose $\theta = T - T_\infty$

$\frac{d\theta}{dt} = -\frac{hS}{mc}\theta$ on pose $\frac{hS}{mc} = \frac{1}{\tau}$ (homogène à un (temps)$^{-1}$)

$\Longrightarrow \frac{d\theta}{dt} = -\frac{\theta}{\tau}$

$\Longrightarrow \theta(t) = \theta(0)\, e^{-t/\tau}$

$\Longrightarrow \underline{T(t) = (T_0 - T_\infty)\, e^{-t/\tau} + T_\infty}$ avec $\frac{1}{\tau} = \frac{hS}{mc}$

loi d'évolution de la température

.10

Exo 2 (suite)

On a donc $\frac{T(t) - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = e^{-t/\tau}$

d'où

$$\boxed{t = -\tau \ln\left(\frac{T(t) - T_\infty}{T_0 - T_\infty}\right)}$$

2

$\tau = \frac{mc}{hS}$

$\tau = \frac{+\rho V c}{hS}$

où $V = \pi R^2 \times l$: volume fil
$S = 2\pi R \times l$ surface de contact
(l = longueur
R = rayon)

AN : $\tau = 9{,}1\,s$

donc $t = -\frac{\rho \cancel{\pi} R^{\cancel{2}} \cancel{l} c}{h\, 2 \cancel{\pi} \cancel{R} \cancel{l}} \ln\left(\frac{T(t) - T_\infty}{T_0 - T_\infty}\right)$

$$\boxed{t = -\frac{\rho R c}{2h} \ln \frac{T(t) - T_\infty}{T_0 - T_\infty}}$$

AN $t_{60°C} = \frac{-465 \times 7830 \times 5 \times 10^{-3}}{4 \cdot 500} \ln\left(\frac{60 - 85}{20 - 85}\right)$

$t_{60°C} = 8{,}79\,s$

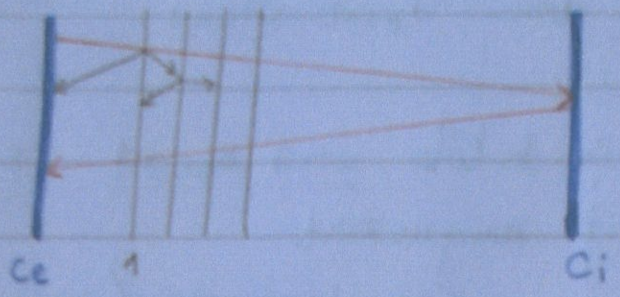
2

↪

Exercice 3.

1/12

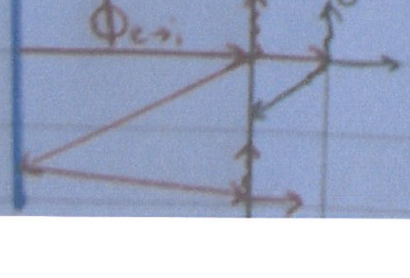
flux échangé entre c_e et c_i = $\Phi_{1\to e} - \Phi_{e\to i}$



Surfaces grises : $\varepsilon = \alpha = 0,1$

Considérons $\Phi_{e\to i}$:
un flux est émis, qui rencontre la surface grise :
- une partie est transmise
- absorbée
- réfléchie.

la partie réfléchie va se réfléchir dans la coque e et sera le prochain flux qui atteindra la surface gris



Vu

$(CH_4)_L$ $\qquad$ $S = 500\ m^2$

$\cdot T_{eau}$ = ext eau de mer $\qquad$ $\cdot T_{CH_4} = -162°C$ $\qquad$ $\varepsilon = 1$

flux

coef d'échange ∞ $\qquad$ donc $T_{p\,ext} = T_{eau}$ $\qquad$ $T_{p\,int} = T_{CH_4}$

cp^t corps noir pr la tôle $\Longrightarrow \varepsilon_{ce} = 1 \quad \varepsilon_{ci} = 1$

transfert radiatif uniquement

$\Phi \leq 2000$ W $\qquad$ sinon évaporat° / surpression ...

densité flux coque ext et 1 : $q_{ce \to 1}$ net $= \dfrac{M^\circ_{ce} - M^\circ_1}{\cancel{\frac{1}{\varepsilon_{ce}}} + \frac{1}{\varepsilon} - \cancel{1}} = \varepsilon_{ce}(M^\circ_{ce} - M^\circ_1)$

$q_{1\to 2}$ net $= \dfrac{M^\circ_1 - M^\circ_2}{\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\varepsilon} - 1} = \dfrac{M^\circ_1 - M^\circ_2}{\frac{2}{\varepsilon} - 1}$

$\vdots$

$q_{n ci}$ net $= \dfrac{M^\circ_n - M^\circ_{ci}}{\frac{1}{\varepsilon} + \cancel{\frac{1}{\varepsilon_{ci}}} - \cancel{1}} = \varepsilon(M^\circ_n - M^\circ_{ci})$

$$M^\circ_{ce} - M^\circ_{ci} = \left[\frac{2}{\varepsilon} + (n-1)\ \frac{2-\varepsilon}{\varepsilon}\right]$$

$$q_{net} = \frac{\varepsilon\sigma}{2 + (n-1)(2-\varepsilon)}$$

$$= \frac{\Phi}{S}$$

q_{net} ?

$T_{eau}^4 - T_{CH_4}^2$

$\Longrightarrow n = 5,33$

$\Longrightarrow n = 6$

ENSGSI 1° Année Ingénieur
Samedi 6 décembre 2003

D. Maillet

Examen de Transferts Thermiques

Durée : 2h00 - Tout document de cours ou TD autorisé

/8

Exercice 1

Une conduite cylindrique en acier doux (diamètre intérieur : 15 mm, diamètre extérieur : 21 mm, conductivité : 54 W m^{-1} K^{-1}) est traversée par un débit intérieur d'eau à 60°C et refroidie par de l'air à 20°C sur sa surface extérieure. On suppose que les coefficients d'échange interne et externe avec les deux fluides valent respectivement 3000 et 10 Wm^{-2} K^{-1}.

1) Faire un schéma du problème.
2) Calculez les déperditions thermiques pour 1 mètre de conduite.
3) Quelles sont les températures de paroi interne et externe de la conduite.
4) Quel sont les mécanismes thermiques que chacun des deux coefficients d'échange précédents sont censer représenter ?

/8

Exercice 2

Après une longue semaine de travail, vous et votre ami(e) êtes prêts à vous relaxer. Vous sortez un bâton glacé de 20 mm d'épaisseur de votre congélateur. Celui-ci est alors à une température de –18°C. Malheureusement vous avez horreur de déguster les glaces trop froides et vous préférez les consommer juste avant leur fonte, quand leur surface est encore solide et à une température de 0°C. Il vous faut donc attendre que votre glace se réchauffe. On suppose que la température ambiante de votre salon est de 20°C et que le coefficient de transfert entre le bâton glacé, considéré comme une plaque ayant les mêmes propriétés que la glace à 0°C (conductivité : 2,22 W m^{-1} K^{-1}, chaleur volumique : 1,88 10^{6} J K^{-1} m^{-3}), et l'air est de 10 W m^{-2} K^{-1}.

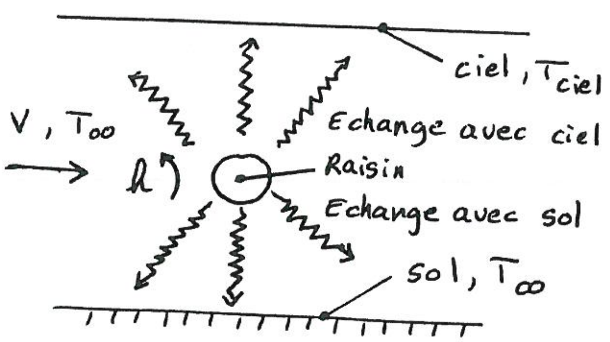
Combien de temps vous faut il encore attendre ?
Il vous est conseillé de montrer que le modèle de réchauffement que vous avez choisi pour ce calcul est bien pertinent, c'est à dire qu'il est adapté aux caractéristiques thermiques et géométriques du problème.

/8

Exercice 3

Les viticulteurs utilisent des ventilateurs pour empêcher les raisins de geler lorsque la température équivalente de ciel est trop basse. Le raisin, qui peut être considéré comme un volume d'eau sucrée entouré d'une enveloppe sphérique de résistance thermique négligeable, est exposé à l'air ambiant et échange de la chaleur par voie radiative à la fois vers le ciel au dessus de lui et vers le sol en dessous. On suppose que le grain de raisin est une sphère de 15 mm de diamètre à température uniforme et de surface extérieure radiativement noire échangeant du rayonnement hémisphérique vers le ciel et vers le sol considérés également comme noirs.

1) Etablir une équation donnant la variation temporelle de la chaleur stockée dans un grain de raisin. On utilisera pour ce faire un coefficient de convection, des grandeurs radiatives et des températures appropriées.
2) On suppose que le ventilateur est à l'arrêt ($V = 0$) avec des températures suivantes : $T_{ciel} = 235$ K et $T_{\infty} = 273$ K. Déterminer alors si le raisin va geler ou non. On suppose que l'émissivité de la peau du grain est de 1 et que les propriétés thermophysiques du raisin sont celles de l'eau pure (conductivité : 0,6 W m^{-1} K^{-1}, chaleur volumique : 4,18 10^{6} J K^{-1} m^{-3}). Cependant on considère que l'eau sucrée ne gêle qu'à –5°C.
3) Dans les mêmes conditions, mais avec cette fois des ventilateurs en fonctionnement et générant une vitesse d'air $V = 1$ m/s (et avec un coefficient d'échange correspondant $h = 25$ Wm^{-2} K^{-1}), est-ce que les raisins vont geler ?



ECOLE NATIONALE SUPERIEURE EN GÉNIE DES SYSTEMES INDUSTRIELS

Très Bon Travail, Félicitations
Continuez ainsi. DM.

EXAMEN de : Transfert thermique

Date : 6. 12. 2003

Nom et prénom de l'Élève : TULOUP Benjamin

Année : 2003 - 2004.

Ne rien écrire dans cette case

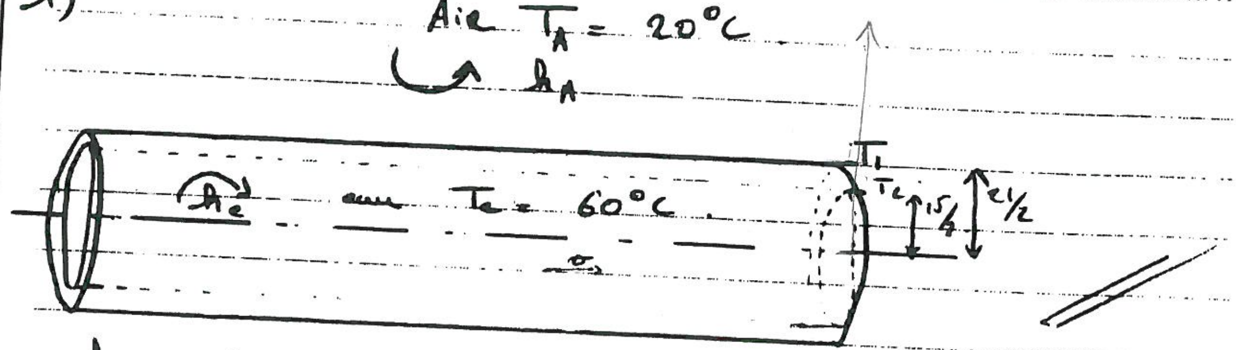
T.B (DM)

22,5 → 20/20

Exercice I :

7,5/8

1)



$d_1 = 21$ mm — T_1 Temperature de la surface ext

$d_2 = 15$ mm — T_2 : " " intérieur

$h_A = 10$ W. m^{-2} K^{-1}

$h_e = 3000$ W. m^{-2}. K^{-1}

$\lambda_{acier\ doux} = 54$ W. m^{-1} K^{-1} $= \lambda$

petit : 2.
grand : 1

2) le flux perdu par la conduite est donné par :

car 2 cylindre coaxiaux avec λ constant dans chaque cylindre

3 eq car 3 flux → 2 conv, 1 cond

$$\phi = h_A \ell \pi d_1 (T_1 - T_A) \quad (1)$$

$$\phi = \frac{2\pi\lambda\ell}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} (T_2 - T_1) \quad (2)$$

ça sort d'où ?!

$$\phi = h_e \ell \pi d_2 (T_2 - T_e) \quad (3)$$

D'où l'on déduit :

$$\phi_{tot} = \frac{1}{R_{eq}} \left(T_e - T_A \right).$$

il s'est planté grand/petit.

petit

avec $R_{eq} = \dfrac{1}{h_A \ell \pi d_1} + \dfrac{1}{h_e \ell \pi d_2} + \dfrac{\ln r_2/r_1}{2\pi \lambda f}$. — grand

A. N. :

$$R_{eq} = \frac{1}{10 \times 1 \times \pi \times 21.10^{-3}} + \frac{1}{3000.1 \times \pi \times 15.10^{-3}} + \frac{\ln\left(21/15\right)}{2\pi.54.1}$$

$$= \underline{\underline{1{,}524\ K.W^{-1}}}$$

$$\Rightarrow \phi = \frac{1}{1.524}\left(60 - 20\right) = \underline{\underline{26{,}25\ W}}$$

3) De l'équation (1) et (3) on déduit :

$$(1) \Rightarrow T_1 = \frac{\phi}{h_A \ell \pi d_1} + T_A.$$

A.N. : $$T_1 = \frac{26{,}25}{10.1.\pi.21.10^{-3}} + \left(20 + 273\right)$$

$$\underline{\underline{T_1 \simeq 332{,}79\ K.}}$$ ~~FAUX~~

$$(3) \Rightarrow T_3 = -\frac{\phi}{h_e \ell \pi d_2} + T_e$$ Juste

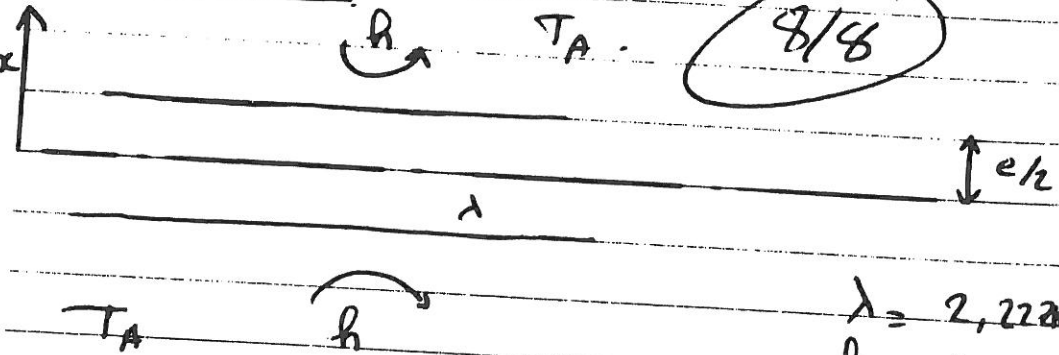
$$= 333 - \frac{26{,}25}{3000.\pi.21.10^{-3}}$$

$$= 332{,}87\ K$$

4) ~~Les deux coefficient d'échange montrent que la convection~~

Les deux coefficient d'échange montrent que la résistance thermique convective de l'eau est bien inférieure à celle de l'air donc que les échange thermique avec l'eau sont "meilleurs" avec l'eau et l'air est donc un meilleur isolant que l'eau.

Exercice 2.



$\lambda = 2{,}22 \, m^{-1} K^{-1} W$

$h = 10 \, W . m^{-2} . K^{-1}$

$e/2 = 10.10^{-3} m$

$T_A = 293 \, K$

$\frac{mc}{hS} = \frac{\rho V c}{hS}$

La température dans le béton est fonction du temps et de l'abscisse x $\quad T = T(x,t)$

$$T(x,0) = T_0 = 255 K$$

$$\rightarrow \quad Bi = \frac{h \, e/2}{\lambda} = \frac{10.10^{-3} \times 10}{2{,}22} = 0{,}045.$$

$\frac{\theta}{\theta_0} =$

on a donc $Bi < 0{,}1$.

on peut donc supposer que le béton de glace vérifie l'hypothèse du petit corps et donc

$T(x,t) = T(t)$, (la température est uniforme dans tout le béton).

~~soit~~ alors.

$$mc \frac{\partial T}{\partial t} = - hS(T - T_A)$$

$\frac{hS}{mc} \quad \frac{mc}{hS}$

$\theta = \theta_0 e^{-t/\tau}$

$\frac{\partial \theta}{\partial t} = -hS \, \theta \quad \theta$

$\frac{\partial T}{\partial t} - \frac{\partial T_A}{\partial t}$

$$T = (T_0 - T_\infty) e^{-\frac{ms}{\tau m} t} + T_\infty$$

T_0

où $\tau = \frac{mc}{hS} = \frac{e \rho S c}{h S} = \frac{e \rho c}{h}$ $\left(= \frac{1{,}88 \cdot 10^6 \times 1000}{10 \times 10^{...}} \right.$

$\rho_{glace} \simeq 999{,}9 \simeq 1000 \ kg.m^{-3}$ $= 1{,}88 \cdot 10^3$

à $t=0$ $T = T_0$

$$\Rightarrow \underline{T = (-38) e^{-\frac{t}{1{,}88 \cdot 10^3}} + 293}$$

$$\Rightarrow t_{(T=273)} = 1206{,}39 \ s \simeq \underline{\underline{20 \ min}}$$ 10 min

oui

il faudra donc attendre environ 20 min.

Exercice 3 :

7/8

1) on écrit dans 1er premier temps l'équation de la calorimétrie : $mc \frac{\partial T}{\partial t} = -\phi_{conv} - \phi_{rad}$

$$mc \frac{\partial T}{\partial t} = -hS(T_{raisin} - T_\infty) - \phi_{rad}$$

$$\phi_{rad} = S\left(\varepsilon_{raisin} \sigma T_{raisin}^4 - \varepsilon (\sigma T_{ciel}^4 + \sigma T_\infty^4)\right)$$

Au final on a l'équation :

$$(1) \quad mc \frac{\partial T}{\partial t} = -hS(T - T_\infty) - S(\varepsilon \sigma T^4 - \varepsilon (\sigma T_{ciel}^4 + \sigma T_\infty^4))$$

oui

2) (1) donne : $v = 0 \Rightarrow$ pas de convection

$$mc \frac{dT}{dt} = -2S\varepsilon\sigma T^4 + \varepsilon\sigma (T_{ciel}^4 + T_\infty^4)$$

on suppose T proche de T_∞

et $T \gg T_0$

ECOLE NATIONALE SUPERIEURE
EN GÉNIE DES SYSTEMES INDUSTRIELS

ENSGSI — LES INGÉNIEURS, MANAGERS DE L'INNOVATION

EXAMEN de : Transfert thermique

Date : 6.12.2003

Nom et prénom de l'Élève : TULOUP Benjamin

Année : 2003 - 2004

Ne rien écrire dans cette case

On se place en régime permanent :

$$S\varepsilon\sigma\,(T^4 - T_\infty^4) = S\varepsilon\sigma\,(T^4 - T_{ciel})$$

il vient alors :

$$T = \left(\frac{T_{ciel}^4 + T_\infty^4}{2}\right)^{1/4}$$

$$T = \left(\frac{235^4 + 273^4}{2}\right)^{1/4}$$

$$\cancel{= 304,575}$$

$$= 256,102\ K \simeq -17\ °C$$

Le raisin sera donc gelé

3) en considérant l'échange il vient
il faut résoudre

~~Pb~~

$$hS(T - T_\infty) = -S\varepsilon\sigma(2T^4 - T_\infty^4 - T_{ciel}^4)$$